

Radial piston pump with feed unit and separating arrangement

Patent number: DE19826961
Publication date: 1998-12-24
Inventor: EISENBACHER EGON [DE]; PAWELLEK FRANZ [DE]; SCHNEIDER JOHANN [DE]
Applicant: MANNESMANN REXROTH AG [DE]
Classification:
- **International:** F04B1/04; F04B53/18; F02M59/06
- **European:** F04B1/04K12; F04B9/04E
Application number: DE19981026961 19980617
Priority number(s): DE19981026961 19980617; DE19971025565 19970617

Abstract of DE19826961

Rotary motion of a drive shaft (10) is converted by an eccentric member (20), on the end of the shaft, to radial motion of a feed member (50) of a feed unit (2) in a radial piston pump particularly used as fuel pump in a motor vehicle. An eccentric-side (36,38) seal member is arranged to slide in the peripheral direction of the eccentric member, while a housing-side (28,33) seal member is in a fluid-tight location on the pump housing (4). The drive shaft is mounted in the pump housing on a shaft bearing (18). Preferably an orbital motion is provided between the housing-side and eccentric-side sealing members.

Data supplied from the *esp@cenet* database - Worldwide

This Page Blank (uspto)



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 198 26 961 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 04 B 1/04
F 04 B 53/18
F 02 M 59/06

②1 Aktenzeichen: 198 26 961.7
②2 Anmeldetag: 17. 6. 98
④3 Offenlegungstag: 24. 12. 98

*keine
Anlage*

DE 198 26 961 A 1

⑥6 Innere Priorität:
197 25 565. 5 17. 06. 97

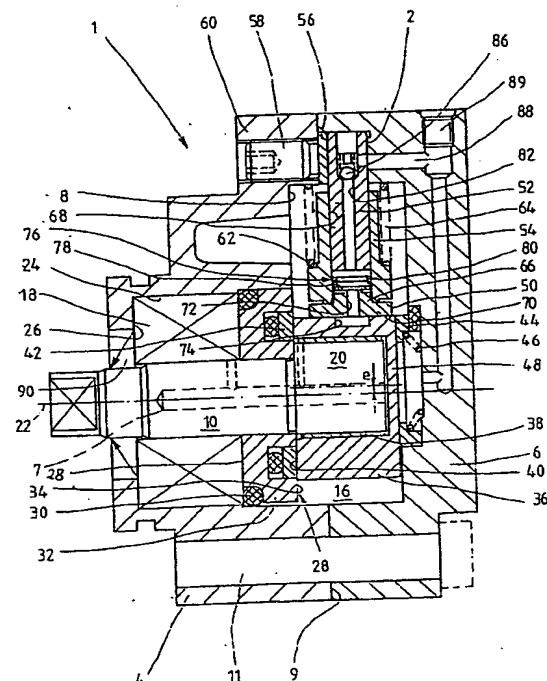
⑦1 Anmelder:
Mannesmann Rexroth AG, 97816 Lohr, DE

⑦4 Vertreter:
WINTER, BRANDL, FÜRNISS, HÜBNER, RÖSS,
KAISER, POLTE, KINDERMANN, Partnerschaft,
85354 Freising

⑦2 Erfinder:
Eisenbacher, Egon, 97753 Karlstadt, DE; Pawellek,
Franz, 97840 Hafenlohr, DE; Schneider, Johann,
97816 Lohr, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

- ⑤4 Radialkolbenpumpe
- ⑤7 Offenbart ist eine Radialkolbenpumpe, bei der eine Exzenterwelle zum Antreiben einer Fördereinheit einseitig im Pumpengehäuse gelagert ist und an dem frei auskragenden Endabschnitt der Welle eine als Gleitringdichtung ausgebildete Wellendichtung angeordnet ist. Der Gleitring liegt an einem Exzentering der Exzenterwelle an, der durch eine Andruckeinrichtung und/oder den Vordruck des Fördermittels gegen den Gleitring gedrückt ist. Der Exzentering ist kappenförmig ausgebildet und umgreift den frei auskragenden Endabschnitt der Exzenterwelle. In Abwandlungen dieses Ausführungsbeispiels befindet sich eine Membran zwischen einem am Gehäuse vorgesehenen Dichtring und einem exzenterseitigen Dichtabschnitt, der als eine kappenförmige Buchse, optional mit Gleitlager, auf dem Exzenterelement oder als Koppellement in einer Exzenterausnehmung der Exzenterwelle vorsehbar ist. Ein mittlerer Abschnitt oder ein Endabschnitt des Koppellements kann durch das Gehäuse gelagert sein. Ein Endabschnitt bzw. ein mittlerer Abschnitt von diesem kann dabei eine Hubbewegung an einem Förderelement der Radialkolbenpumpe bewirken.



DE 198 26 961 A 1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Radialkolbenpumpe, insbesondere eine Benzinhochdruckpumpe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Derartige, beispielsweise aus der DE 43 05 791 A1 bekannte Radialkolbenpumpen werden als Kraftstoffpumpen für Verbrennungsmotoren verwendet. Die Kraftstoffförderung erfolgt über zumindest einen Radialkolben, der von einem Exzenter einer Welle betätigt wird. Üblicherweise werden drei derartiger Radialkolben gleichmäßig am Außenumfang der Exzenterwelle verteilt. Jeder der Radialkolben liegt über einem Gleitschuh und einem Exzentering auf der Exzenterwelle auf. Der Exzentering ist über ein Gleitlager drehbar auf der Exzenterwelle gelagert und gewährleistet eine sichere Führung des Gleitschuhs mit minimalen Reibverlusten. Die Zylinder zur Aufnahme der Radialkolben sind im Pumpengehäuse angeordnet und mit jeweils einem Saug- und Druckventil versehen, über die der Kraftstoff aus dem Kurbelraum ansaugbar bzw. der druckbeaufschlagte Kraftstoff zum Verbrennungsmotor führbar ist.

Die Schmierung der bekannten Radialkolbenpumpe erfolgt über einen eigenen Schmiermittelkreislauf, bei dem das Schmiermittel durch eine Axialbohrung der Exzenterwelle hin zu den Wellenlagern und dem Gleitlager des Exzenterings geführt sind.

Bei derartigen Pumpen muß stets gewährleistet sein, daß der Schmiermittelkreislauf gegenüber dem Kraftstoffkreislauf, insbesondere gegenüber dem Kurbelraum des Exzenter, abgedichtet ist, so daß keine Leckageströmung auftreten kann, die entweder den Wirkungsgrad der Pumpe verschlechtert oder aber die Schmierung negativ beeinträchtigt.

Dies wird bei der bekannten Pumpe durch eine vergleichsweise komplizierte Konstruktion mit federvorgespannten Anlaufscheiben verhindert, die einerseits zur Axialführung des Exzenterings dienen und andererseits auf Dichtungen wirken, über die der Kurbelraum vom Schmiermittelkreislauf getrennt ist.

Bei der Förderung von leicht flüchtigen Kraftstoffen, wie beispielsweise Benzin, sind besondere Maßnahmen zur Unterdrückung der Dampfblasenbildung im gesamten Drehzahl- und Temperaturbereich des Motors erforderlich. Da die Kraftstoffe üblicherweise eine geringere Viskosität als Diesel haben, sind zur Vermeidung von Leckageströmungen die Bauteiltoleranzen, insbesondere im Dichtungsbereich relativ gering auszulegen. Derartige enge Bauteiltoleranzen bedürfen jedoch eines erheblichen fertigungstechnischen Aufwandes, der die Herstellkosten der Pumpe erhöht.

In der Offenlegungsschrift DE 197 01 392 ist eine Radialkolbenpumpe offenbart, bei der sich ein Nocken auf der Antriebswelle ungefähr mittig in einem Raum befindet, der durch ein in Axialrichtung angeordnetes Trennelement in einen Arbeitsfluidbereich und einen Schmiermittelbereich unterteilt ist. Da somit das flexible Trennelement eine große Ausdehnung in Axialrichtung aufweist, ergibt sich ebenfalls bei dieser Radialkolbenpumpe ein hoher fertigungstechnischer Aufwand.

Die internationale Anmeldung WO 95/33924 bezieht sich auf eine Kolbenpumpe, bei der ein am Umfang des Exzenter vorgesehener Schmiermittelraum und ein Schmiermittelraum in der Nähe des Antriebswellen-Lagerabschnitt über einen Schmiermittelkanal in der Antriebswelle verbunden sind. Bei dieser Kolbenpumpe ist somit der vorrichtungstechnische Aufwand zum Abdichten der Schmiermittelmäume bereits durch ihre Anordnung bedingt hoch.

Die Offenlegungsschrift DE 196 37 646 offenbart eine Radialkolbenpumpe in einem Hydropumpenaggregat, bei der ein stabförmiges Exzentererelement an einem Endab-

schnitt außermittig in der Antriebswelle sowie am anderen Endabschnitt gehäusefest gelagert ist, so daß es sich bei Drehung der Antriebswelle innerhalb einer Kegelmantelfläche bewegt. Es erfolgt keine vom Arbeitsfluidkreislauf unabhängige, zuverlässige Schmierung der Lagerabschnitte am stabförmigen Exzentererelement.

Demgegenüber liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Radialkolbenpumpe zu schaffen, bei der Leckageströmungen mit minimalem vorrichtungstechnischen Aufwand reduzierbar sind.

Diese Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst.

Eine erfindungsgemäße Radialkolbenpumpe weist somit eine Trenneinrichtung mit einem gehäuseseitigen und einem exzenterseitigen Dichtelement auf, die fluiddicht miteinander verbunden sind, wobei die Trenneinrichtung Aufnahme- und Schmiermittelräume voneinander trennt. Ein Exzentererelement nimmt eine Drehbewegung von einer Antriebswelle auf und überträgt diese, so daß an einem Fördererelement, das ein Gleitschuh sein kann, eine Radialbewegung entsteht. Dabei ist das exzenterseitige Dichtelement in Umfangsrichtung des Exzentererelementes gleitfähig und das gehäusesseitige Dichtelement am Pumpengehäuse fluiddicht angeordnet. Das Exzentererelement ist an einem Endabschnitt der Antriebswelle bzw. Exzenterwelle angeordnet und die Antriebswelle ist durch eine Wellenlagerung im Pumpengehäuse gelagert.

Somit wird eine verlustarme Energieübertragung von der Exzenterwelle zum Gleitschuh vorgesehen und gleichzeitig der Fördermittelraum vom Schmiermittelraum effektiv getrennt sowie eine hohe Lebensdauer der Radialkolbenpumpe abgesichert.

Zwischen dem gehäuseseitigen und dem exzenterseitigen Dichtelement tritt eine Orbitalbewegung auf, die von der Trenneinrichtung aufgenommen wird, so daß keine Verschlechterung der Betriebsparameter eintritt.

In einer ersten Ausführungsform ist das Exzentererelement in Form eines Axialvorsprungs an der Antriebswelle ausgebildet, wodurch eine geringe Bauteilanzahl erreicht wird.

In einer Abwandlung der ersten Ausführungsform gleiten das gehäusesseitige und das exzenterseitige Dichtelement aufeinander. Somit steht eine kompakte Radialkolbenpumpe zur Verfügung.

Entsprechend weiteren Abwandlungen der ersten Ausführungsform ist das exzenterseitige Dichtelement kappenförmig ausgebildet, so daß mit nur einem Bauteil der Umfang des Exzentererelementes abdichtbar ist.

Ferner ist es vorteilhaft, wenn dieses kappenförmige Dichtelement ein dünnwandiges Bauteil in Form eines Gleitlagers oder als Außenring eines Wälzlagers ist. Auf diese Weise läßt sich der Wirkungsgrad der Radialkolbenpumpe bei gleichzeitig guter Abdichtung erhöhen.

Durch eine Andruckeinrichtung am Boden des exzenterseitigen Dichtelements läßt sich das exzenterseitige Dichtelement gegen das Exzentererelement vorspannen, wodurch sich Energieverluste durch ein Spiel des exzenterseitigen Dichtelementes verringern lassen.

Entsprechend einer zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung hat das Exzentererelement die Form einer Axialvertiefung. Auf diese Weise läßt sich die Länge der Antriebswelle verringern und lassen sich somit störende Geräusche in Lagern und der Verschleiß der Lager einschränken.

Bei einer solchen Ausgestaltung ist das exzenterseitige Dichtelement vorzugsweise ein sich in Axialrichtung erstreckendes Koppelerelement, das Bewegungen von der Antriebswelle zum Gleitschuh überträgt und dessen Endab-

schnitt in der Axialvertiefung drehbar gelagert ist. Somit ist durch ein elastisches Trennelement das Fördermittel und das Schmiermittel in Linienform trennbar und sind auf diese Weise die Auswirkungen axialer Kräfte besser aufnehmbar.

Wenn dieses Koppellement am Pumpengehäuse geführt wird, kann die Genauigkeit bei der Fertigung der Lagerung verringert werden.

Wird der zur Axialvertiefung entgegengesetzt liegende Endabschnitt des Koppellements durch das Pumpengehäuse gelagert, so ist das Exzentrizitätsmaß größer als der Hub des Gleitschuhs.

Wenn das Koppellement am Pumpengehäuse mittig gelagert wird, ist der Hub des Förderelements in Abhängigkeit von Hebelverhältnissen des Koppellements einstellbar.

Ein Dichtelement zwischen dem exzenterseitigen und dem gehäuseseitigen Dichtelement nimmt in besonders guter Weise die Relativbewegung zwischen den Dichtelementen und Axialkräfte zwischen den Fördermittelaufnahmeraum und dem Schmiermittelaufnahmeraum auf.

Das elastische Element kann am Koppellement dicht anliegen, was eine entsprechende Profilgestaltung beim elastischen Element voraussetzt, oder an diesem befestigt sein, wobei in diesem Fall der Einfluß von Materialermüdung als Fehlerursache verringert wird.

Durch die Verhinderung des Verdrehens vom Koppellement durch eine entsprechende mechanische Einrichtung wird einem Energieverlust in der Radialkolbenpumpe entgegengewirkt.

Durch die Maßnahmen, die Exzenterwelle einseitig zu lagern und am ausragenden freien Ende der Exzenterwelle einen kappenförmigen Exzentering auszubilden, der die freie Stirnseite der Exzenterwelle abdeckt und dessen Ringstirnflächen auf eine Wellendichtung wirken, die zwischen der Wellenlagerung und dem Exzenter ausgebildet ist, kann der Schmiermittelkreislauf zuverlässig von dem Fördermittelkreislauf, insbesondere vom im Kurbelgehäuse angeordneten Fördermittel getrennt werden. Der kappenförmige Exzentering wirkt bei dieser Konstruktion praktisch als Teil der Wellendichtung und trägt dazu bei, den freien Endabschnitt der Exzenterwelle dichtend zu umschließen.

Durch die einseitige Wellenlagerung ist die Montage der Exzenterwelle gegenüber herkömmlichen Lösungen mit geteilten Lagern, die beidseitig des Exzentrers angeordnet sind, wesentlich vereinfacht, so daß auch die Montagekosten gegenüber der vorbekannten Lösung reduziert sind.

Der Andruck des kappenförmigen Exzenterings an die Wellendichtung kann allein aufgrund des Fluiddrucks im Kurbelraum erfolgen. Die Dichtwirkung läßt sich jedoch weiter erhöhen, wenn auf den Boden des Exzenterings eine Andruckeinrichtung wirkt, über die der Exzentering gegen die Dichtung gepreßt wird.

Diese Andruckvorrichtung hat vorteilhafterweise einen winkeleinstellbaren Druckring, der über eine Vorspannfeder gegen den kappenförmigen Exzentering vorgespannt ist.

Die bei der erfindungsgemäßen Konstruktion eingesetzte Wellendichteinrichtung hat vorzugsweise einen Gleitring, auf dessen eine Gleitfläche der Druckring wirkt und über den ein Dichtring gegen die Welle und die Wellenlagerung gepreßt wird.

Zur Verminderung der Reibung zwischen dem kappenförmigen Exzentering und dem Gleitring kann in der Reibfläche des letzteren ein reibungsmindernder Einsatz, beispielsweise aus Teflon vorgesehen werden.

Die einseitige Wellenlagerung wird vorzugsweise durch eine fettgefüllte Wälzlageranordnung realisiert.

Um einen Öleintritt von außen zu verhindern, ist im Bereich zwischen dem antriebsseitigen Endabschnitt der Exzenterwelle und dem Wellenlager eine weitere Dichteinrich-

tung angeordnet.

Vorteilhafterweise wird zwischen dem Exzentering und dem Exzenter der Exzenterwelle ein Gleitlager vorgesehen.

Die Montage der Radialkolbenpumpe ist besonders einfach, wenn die Wellenlagerung im Pumpentopf des Gehäuses angeordnet ist.

Sonstige Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der weiteren Unteransprüche.

Im folgenden wird ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand der Figuren erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Schnitt durch ein erstes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe,

Fig. 2 einen Schnitt durch ein zweites Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe,

Fig. 3 einen Schnitt durch eine erste Abwandlung des zweiten Ausführungsbeispiels der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe,

Fig. 4 einen Schnitt durch ein drittes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe,

Fig. 5 einen Schnitt durch ein viertes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe, und

Fig. 6 einen Schnitt durch ein fünftes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe,

Fig. 1 zeigt einen Schnitt durch eine Radialkolbenpumpe 1 entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel, wobei der Schnitt so gelegt ist, daß nur eine Fördereinheit 2 sichtbar ist. Nachfolgend werden nun unter Bezugnahme auf Fig. 1 die Bauteile der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe beschrieben, die allen Ausführungsbeispielen der vorliegenden Erfindung gemeinsam sind.

Die in Fig. 1 gezeigte Radialkolbenpumpe 1 hat ein Pumpengehäuse mit einem Gehäusetopf 4, der durch einen Gehäusedeckel, im folgenden Gehäuseflansch 6 genannt, geschlossen ist. Im Pumpengehäuse sind eine Vielzahl, beispielsweise drei Zylinderaufnahmeräume 8 ausgebildet, in denen jeweils eine der Fördereinheiten 2 aufgenommen ist. In der Trennebene zwischen Gehäusetopf 4 und Gehäuseflansch 6 ist eine umlaufende, gasdichte Dichtung 9 angeordnet, die ähnlich einer Zylinderkopfdichtung ausgeführt ist. Die beiden Gehäuseteile sind mittels Spannschrauben 11 miteinander verschraubt.

Der Antrieb der Fördereinheiten 2 erfolgt über eine Exzenterwelle 10, die im Gehäusetopf 4 gelagert ist. Die Schmierung/Kühlung der Wellenlager erfolgt über einen gestrichelt dargestellten Schmiermittelkreislauf 7.

Das Fördermittel, im vorliegenden Fall Benzin, wird über einen nicht dargestellten Eingangsanschluß in einen zwischen Gehäusetopf 4 und Gehäuseflansch 6 ausgebildeten Kurbelraum 16 mit einem vorbestimmten Vordruck (1 bis 3 bar) zugeführt und nach Druckbeaufschlagung über einen ebenfalls nicht gezeigten Ausgangsanschluß zum Verbrennungsmotor geleitet.

Die vorliegende Erfindung ist jedoch nicht auf die Trennung von Fördermittel und Schmiermittel begrenzt, sondern es können beliebige Fluide getrennt werden, wobei auch zwei Fluide der gleichen Fluidart mit beispielsweise unterschiedlichem Druck oder/und unterschiedlicher Temperatur vorliegen können.

Die Exzenterwelle 10 hat ein Exzenterelement 20, dessen Mittelpunkt um das Exzentrizitätsmaß e gegenüber der Drehachse 22 der Exzenterwelle 10 versetzt ist.

Im Gegensatz zum eingangs zitierten Stand der Technik ist die Exzenterwelle 10 bei den erfindungsgemäßen Ausführungsbeispielen nur einseitig gelagert, wobei ein fettgefülltes Wälzlager 18 in einer Axialbohrung 24 des Gehäusetopfs 4 befestigt ist. Die Axialbohrung 24 ist mit einer Radialschulter 26 versehen, an der in Fig. 1 linke Endabschnitt des Wälzlagers 18 abgestützt ist.

Die Drehbewegung der Exzenterwelle 10 wird durch weiter unten beschriebene Übertragungseinrichtung in eine Orbitalbewegung eines Exzentertrings 36 umgewandelt. Unter Orbitalbewegung ist dabei die Bewegung auf einem Kreis ohne Änderung der Ausrichtung bei Draufsicht auf den Kreis zu verstehen. Der Exzentertring 36 ist an seinem in der Figur oberen Endabschnitt abgeflacht, wobei die Abflachung etwa senkrecht zur Zeichenebene in der Figur verläuft. Während der Drehung der Exzenterwelle 10 behält die Abflachung ihre Orientierung zur Fördereinheit 2 bei, so daß eine definierte Anlagefläche geschaffen wird. Aufgrund der Taumelbewegung des Exzenterelements 20 vollführt der Exzentertring 38 dabei eine Ausgleichsbewegung, so daß zwischen Fördereinheit 2 und Abflachung eine Relativverschiebung etwa senkrecht zur Zeichenebene erfolgt. Hinsichtlich weiterer Details der Fördereinheit 2 sei auf die folgenden Ausführungen verwiesen.

Der Gehäusetopf 4 und der Gehäuseflansch 6 begrenzen den Kurbelraum 16, aus dem heraus sich in Axialrichtung die Aufnahmeräume 8 für die Fördereinheiten 2 erstrecken. Jede dieser Fördereinheiten 2 hat einen feststehenden, radial in der Trennebene zwischen Gehäusetopf 4 und dem Gehäuseflansch 4 befestigten stehenden zylinderförmigen Kolben 52, auf dem ein oszillierend bewegbarer Zylinder 54 geführt ist. Die Befestigung des Kolbens 52 erfolgt mittels einer Klemmeinrichtung mit einem Klemmstück 56, das durch eine Spannschraube 58 festlegbar ist. Letztere durchsetzt einen Flansch 60 des Gehäusetopfs 4. Der auf dem Kolben 52 geführte Zylinder 54 hat an seinem Umfang eine Ringstirnfläche 62, an der eine Druckfeder 64 angreift, deren anderes Ende über einen am Gehäuse gelagerten Federteller abgestützt ist. Der Zylinder 54 wird mittels der Druckfeder 36 in Richtung auf den Außenumfang des Exzentertrings 36 vorgespannt. Anstelle der Spannschraube 58 können auch andere geeignete Einrichtungen zur Klemmung des Kolbens 52 verwendet werden, beispielsweise können Blattfeder- und Elastomerelemente eingesetzt werden. In der Trennebene sind hochgenau ausgebildete Aufnahmen vorgesehen, die eine einfache Lagepositionierung des Kolbens 52 ermöglichen. Der zylinderförmige Kolben kann sehr einfach, beispielsweise durch spitzenloses Schleifen feinstbearbeitet werden. Anstelle des zylinderförmigen Kolbens 52 kann auch eine andere Kolbenform, beispielsweise ein Kolben mit Kolbenfuß verwendet werden, wie er in der parallelen Anmeldung P... (unser Zeichen: MA7214) (Radialkolbenpumpe) der Anmelderin dargestellt ist.

Der Gleitschuh 50 hat einen in Axialrichtung verlaufenden Führungzapfen 66, der in die den feststehenden Kolben 52 umgreifende Zylinderbohrung 68 eintaucht. An den Führungzapfen 66 schließt sich ein Führungsflansch 70 des Gleitschuhs 50 an, der in Radialrichtung gegenüber dem Führungzapfen 66 erweitert ist. Der Zylinder 54 liegt auf der vom Exzentertring 36 abgewandten Ringstirnfläche des Führungsflansches 70 auf. Der Gleitschuh 50 hat eine mittige Durchgangsbohrung 72, die in einem Tangentialschlitz 74 des Exzentertrings 36 mündet.

Im Bereich der Stirnfläche des Führungsflansches 70 ist ein Saugventil befestigt, das beim gezeigten Ausführungsbeispiel als Plattenventil 76 ausgeführt ist, über das die Verbindung zum Zylinderraum auf- oder zusteuerbar ist. Die Platte des Plattenventils 76 ist mit Durchgangsbohrungen 78 (nur eine dargestellt) versehen, die bei vom Ventilsitz abgehobener Platte eine Fluidverbindung des Zylinderraums mit der Durchtrittsbohrung 72 ermöglicht. Die Platte des Plattenventils 76 wird über eine in der Abbildung angedeutete Druckfeder in ihre Schließstellung vorgespannt. Die Axialbewegung der Platte weg von dem Ventilsitz an der Stirnseite des Führungzapfens 66 ist durch einen Anschlagring

80 in der Zylinderbohrung 68 begrenzt. Die Anlageflächen für die Platte an der Stirnseite des Führungzapfens 66 und an dem Anschlagring 80 sind als Ventilsitzflächen ausgeführt. In der gezeigten Position ist die Fluidverbindung von der Durchtrittsbohrung 72 hin zum Kolben 52 verschlossen, da die Durchgangsöffnungen 78 durch Anlage der Platte an die Sitzfläche des Führungzapfens 66 zum Exzenteraum 16 hin abgedeckt sind. Bei abgehobener Platte kann das Benzin durch die Durchgangsbohrungen 72 und die Durchgangsbohrungen 78 hindurch in die Zylinderbohrungen 68 einströmen.

Anstelle des Gleitschuhs 50 kann auch eine eigene Befestigungsschraube zur Festlegung der Platte verwendet werden, die dann ihrerseits mit einer Durchgangsbohrung ausgeführt ist. Ein entsprechendes Ausführungsbeispiel ist in der parallelen Anmeldung 197... (unser Zeichen: MA7214) der Anmelderin beschrieben, deren Offenbarung zu derjenigen der vorliegenden Anmeldung zu zählen ist.

Wie der Figur des weiteren entnehmbar ist, ist der Kolben 52 mit einer Axialbohrung 82 versehen, in deren in Fig. 1 oberen Endabschnitt ein Druckventil 84 eingeschraubt ist. Beim gezeigten Ausführungsbeispiel ist das Druckventil 84 als Kugelrückschlagventil ausgeführt, dessen kugelförmiger Ventilkörper 86 federnd gegen einen Ventilsitz in der Axialbohrung 82 vorgespannt ist. Bei abgehobenen Ventilkörper 86 kann das druckbeaufschlagte Benzin (ca. 100 bar) über einen Verbindungskanal 88 zu einer Sammelleitung (nicht gezeigt) geführt werden. Von dort strömt das druckbeaufschlagte Benzin zum Ausgangsanschluß.

Die in der Figur dargestellte Konstruktion der Fördereinheit hat den Vorteil, daß die Einheit aus Druckventil 84, Kolben 52, Zylinder 54 sowie Saugventil 76 vormontiert werden kann und dann als vorgeprüfte Patrone oder Cartridge in das Pumpengehäuse eingeschraubt wird, so daß der fertigungs- und montage-technische Aufwand auf ein Minimum reduziert ist.

Die vorbeschriebene Konstruktion hat den weiteren Vorteil, daß die Strömungswege vom Kurbelraum 16 hin zum Zylinderraum sehr kurz sind, so daß die Strömungswiderstände auf ein Minimum reduziert sind.

Der zum Druckventil 84 benachbarte Teil des Verbindungskanals 88 ist etwa in Axialrichtung verlaufend im Gehäuseflansch 6 ausgebildet und mündet in einer Radialbohrung des Gehäuseflansches 6, die nach außen hin durch Verschlussstopfen 89 abgedichtet ist.

Das Eintreten von Öl von außen her wird über einen weiteren Wellendichtung 90 verhindert, der an dem antriebsseitigen Endabschnitt der Exzenterwelle 10 befestigt ist.

Beim Saughub des Zylinders 54, d. h. bei dessen Abwärtsbewegung aus der in Fig. 1 dargestellten Position steht unterhalb des im Zylinder 54 befestigten Plattenventils 76 eine Flüssigkeitssäule, die aufgrund ihrer Massenträgheit der Abwärtsbewegung der Platte und damit des Zylinders 54 entgegenwirkt und somit das Abheben der Platte und das Füllen des sich vergrößernden Zylinderraumes unterstützt, so daß die Füllung schneller und mit weniger Strömungswiderstand erfolgen kann.

Die Ausgleichsbewegung des Exzentertrings 36 verursacht eine Verwirbelung des sich in der Kurbelkammer 16 befindlichen Benzins, so daß eventuell im Kurbelraum auftretende Gasblasen verwirbelt werden und sich nicht an einer Stelle ansammeln können.

Im folgenden wird nun der Aufbau der Übertragungseinrichtung entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung beschrieben. Bei diesem ist das Exzenterelement 20 als radial vorspringendes Exzenter ausgeführt.

An der zur Radialschulter 26 entgegengesetzt liegenden

Stirnseite des Wälzlagers 18 ist eine Wellendichteinrichtung 28 vorgesehen, über die der Kurbelraum 16 und die sonstigen Strömungswege des Fördermittels gegenüber dem Schmiermittelkreislauf 7 abgedichtet ist. Die Wellendichteinrichtung 28 hat einen am Innenumfang der Axialbohrung 24 und an der Wälzlageranordnung 18 anliegenden Dichterring 30, der über einen Gleitring 32 in seine Dichtungsposition gedrückt wird. Letzterer liegt mit seiner Gleitfläche 34 an der Ringstirnfläche 40 eines kappenförmig ausgebildeten Exzenterrings 36 an, der über ein Gleitlager 38 auf dem Exzenter 20 der Exzenterwelle 10 gelagert ist.

Wie Fig. 1 entnehmbar ist, hat der Exzenterring 36 einen kappen- oder tassenförmigen Querschnitt und umgreift in der gezeigten Darstellung den Exzenter 20, der das frei auskragende Ende der Exzenterwelle 10 bildet. Die Ringstirnfläche 40 des Exzenterrings 36 liegt an der Dichtfläche 34 des Gleitrings 32 an. Zur Verminderung der Reibung zwischen der Ringstirnfläche 40 und der Dichtfläche 34 kann der Gleitring 32 mit einem reibungsmindernden Einsatz 42 versehen werden, der beispielsweise aus Teflon besteht und von einem O-Ring federnd gegen die Ringstirnfläche 40 gedrückt wird.

Beim gezeigten ersten Ausführungsbeispiel erfolgt die Vorspannung des Exzenterrings 36 in Axialrichtung auf den Gleitring 32 zu durch eine Andruckeinrichtung, die durch einen Druckring 44 gebildet ist, der mittels einer Vorspannfeder 46 gegen die Stirnseite eines Bodens 48 des Exzenterrings 36 gedrückt wird. Der Druckring 44 ist winkeleinstellbar, so daß er exakt an die Geometrie des Bodens 48 anpaßbar ist.

Bei dieser Konstruktion ist somit der Exzenterring 36 Teil der Wellendichteinrichtung 28, da dieser den Gleitring 32 gegen den Dichtring 30 preßt.

Bei der gewählten Konstruktion ist die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Gleitring 32 und dem Exzenterring 36 vergleichsweise gering, so daß der Wärmeeintrag in das Benzin aufgrund der Reibung und auch der Verschleiß der Dichtflächen minimal ist.

Der Andruck des Exzenterrings 36 gegen den Gleitring 32 erfolgt neben der Andruckeinrichtung noch durch den Fluidruck im Kurbelraum 16, der etwa dem am Eingangsanschluß anliegenden Vordruck des Kraftstoffes entspricht. Theoretisch könnte der Andruck des Exzenterrings 36 auch allein durch diesen Vordruck erfolgen, so daß unter Umständen auf die Andruckeinrichtung (Druckring 44, Vorspannfeder 46) verzichtet werden könnte. Durch die Ausbildung des den freien Endabschnitt der Exzenterwelle 10 umgreifenden Exzenterrings 36 und dessen fluiddichter Anlage am Gleitring 32 kann das im Kurbelraum 16 befindliche Benzin nicht zu den Lagerstellen (Gleitlager 38, Wälzlager 18) gelangen, so daß eine Vermischung der beiden Fluidkreisläufe (Schmiermittel, Benzin) verhindert ist.

Die erfindungsgemäße Konstruktion entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel zeichnet sich dadurch aus, daß die Wellenlagerung sehr einfach ausgeführt ist, so daß die Anzahl der Spalte, in denen eine Leckageströmung auftreten kann, gegenüber dem eingangs beschriebenen Stand der Technik auf ein Minimum reduziert ist. Die Abdichtung zwischen dem Fördermittelkreislauf und dem Schmiermittelkreislauf erfolgt im wesentlichen durch eine zentrale Wellendichteinrichtung, die durch den Exzenterring 36 in ihre Dichtstellung vorgespannt ist. Letzterem kommt somit eine Doppelfunktion - die Führung des Gleitschuhs 50 und die Druckbeaufschlagung der Wellendichteinrichtung - zu. Durch die kappenförmige Ausbildung des Exzenterrings 36 kann das Benzin nicht von der frei auskragenden Stirnseite der Exzenterwelle 10 her in den Schmiermittelkreislauf gelangen.

Nachfolgend wird nun unter Bezugnahme auf Fig. 2 ein zweites Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung beschrieben. Die Bauteile der Radialkolbenpumpe des zweiten Ausführungsbeispiels entsprechen mit Ausnahme der Übertragungseinrichtung im wesentlichen denen der Radialkolbenpumpe entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel. Die konstruktiven Abwandlungen beim Gehäusestopf 4 und Gehäuseflansch 6, insbesondere der verringerte Außendurchmesser des Gehäuseflansches 6, beeinflussen nicht die Funktionsweise der erfindungswesentlichen Bauteile und werden daher nicht detailliert erläutert.

Die Radialkolbenpumpe entsprechend dem zweiten Ausführungsbeispiel weist anstelle der Wellendichteinrichtung 28, des Dichtrings 30 und des Einsatzes zur Reibungsminderung 42 des ersten Ausführungsbeispiels einen Dichtring 33 und ein elastisches Element 35 auf.

Der Dichtring 35 befindet sich im Innenumfang des Gehäusestopfes benachbart zur Wellenlagerung 18 und ist bezüglich dieser Innenumfangsfläche fluiddicht ausgebildet, beispielsweise mittels Preßpassung. Das elastische Element 35 ist vorzugsweise eine verformbare Membran, die mit dem Innenumfang des Dichtrings 35 fluiddicht verbunden ist. Der Innenumfangsabschnitt des elastischen Elementes 35 steht mit dem Außenumfang von einem Gleitlager 138 in fluiddichter Verbindung. Dabei liegt entweder das elastische Element 35 am Gleitlager 138 fluiddicht an oder ist an diesem fluiddicht befestigt.

Das Gleitlager 138 wird von einer tiefgezogenen Buchse mit Gleitlagerfunktion gebildet, ist kappenförmig sowie dünnwandig und befindet sich auf dem Exzenterelement 20, das wie im ersten Ausführungsbeispiel als vorspringendes Exzenter ausgebildet ist. Der Exzenterring 136 ist im zweiten Ausführungsbeispiel als Hohlzylinder ausgeformt und auf das Gleitlager 138 aufgebracht.

Somit sind der Schmiermittelkreislauf und das Arbeitsfluid über den Dichtring 33, die Membran 35 und das Gleitlager 138 bei geringem vorrichtungstechnischem Aufwand sicher voneinander getrennt. Gleichzeitig ist aber der Antrieb des Kolbens 52 durch die Exzenterwelle 10 möglich, wobei das Exzenterelement 20 und damit der Innenumfang des elastischen Elementes 35 um die Exzenterwelle 10 eine Orbitalbewegung beschreibt. Diese Orbitalbewegung wird durch die Elastizität des Elementes 35 aufgenommen, so daß der Dichtring 33 bezüglich dem Gehäusestopf 4 ortsfest bleibt.

Optional kann beim zweiten Ausführungsbeispiel auch eine zur Andruckeinrichtung 44, 46 des ersten Ausführungsbeispiels analoge Vorrichtung ausgebildet sein, die die konstante Lage des Gleitlagers 138 sicherstellt.

Bei einer in Fig. 3 gezeigten Abwandlung des dritten Ausführungsbeispiels ist statt des Gleitlagers 138 ein kappenförmiger Außenring 238 eines Wälzlagers mit Wälzkörpern 139 vorgesehen. Auf diese Weise läßt sich das Gleitverhalten zwischen dem Exzenterelement 20 und dem Exzenterring 136 verbessern, was zu einem geringeren Verschleiß der Bauteile führt.

Eine in Fig. 4 gezeigte Radialkolbenpumpe entsprechend dem dritten Ausführungsbeispiel unterscheidet sich von der Radialkolbenpumpe entsprechend dem zweiten Ausführungsbeispiel im Aufbau der Übertragungseinrichtung.

Genauer gesagt weist die Radialkolbenpumpe entsprechend dem dritten Ausführungsbeispiel als Exzenterelement an der Exzenterwelle 10 eine Exzenterausnehmung 120 auf, an deren Innenumfang Wälzkörper 139 eines Wälzlagers vorgesehen sind. Diese Wälzkörper 139 nehmen einen vorzugsweise massiven, zylinderförmigen Endabschnitt 91a eines Koppel-elementes 91 auf.

Das Koppel-element 91 erstreckt sich in Längsrichtung

der Exzenterwelle 10 und hat eine bezüglich der Mittellinie 22 der Exzenterwelle 10 versetzte Mittellinie 25. Der zum Endabschnitt 91a in Axialrichtung entgegengesetzt liegende Endabschnitt 91b hat einen größeren Außendurchmesser als der Endabschnitt 91a und befindet sich mit dem Exzenterring in Berührung. Ferner steht auch der Innenumfang des elastischen Elementes 35 mit dem Außendurchmesser des Koppellementes 91 in fluiddichter Verbindung.

An der kreisringförmigen Fläche zwischen den Endabschnitten 91a und 91b kann eine Einrichtung 142 zur Reibungsminderung vorgesehen sein.

Somit sind beim dritten Ausführungsbeispiel die Exzenterwelle 10 und das Koppellement 91 bezüglich Vibrationen entkoppelt, was auch die Geräusche beim Betrieb der erfindungsgemäßen Radialkolbenpumpe verringert. Ferner wird im Vergleich zum ersten Ausführungsbeispiel der Zusammenbau der Radialkolbenpumpe erleichtert, da die genaue Positionierung der Wellendichteinrichtung 28 entfällt.

Optional kann, wie es in Fig. 4 gezeigt ist, die Exzenterwelle 10 einstückig mit dem Innenring der Wellenlagerung 18 ausgebildet sein, wodurch die Bauteilanzahl und der Platzbedarf weiter verringert werden.

Bei dem in Fig. 5 gezeigten vierten Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung ist in der Exzenterwelle 10 die Exzenterausnehmung 120 halbkugelförmig ausgebildet und nimmt einen halbkugelförmigen Endabschnitt 92a des Koppellements 92 gleitfähig auf. Der Aufbau dieser Radialkolbenpumpe entspricht bis auf die Übertragungseinrichtung dem des zweiten Ausführungsbeispiels.

Das Koppellement 92 erstreckt sich bezüglich der Exzenterwelle 10 im wesentlichen in Axialrichtung. Der zum Endabschnitt 92a in Axialrichtung entgegengesetzt angeordnete Endabschnitt 92b befindet sich in einer gehäusefesten halbkugelförmigen Führung 94, die den Endabschnitt 92b fest hält und bei einer Orbitalbewegung des Endabschnitts 92a in der Exzenterausnehmung 120 das Koppellement 92 auf einer Kegel-Mantelfläche führt.

In der Nähe des Endabschnittes 92a ist ein tellerartiger Vorsprung 92c ausgebildet, an dem ein innerer Abschnitt des elastischen Elementes 35 befestigt ist. Der äußere Abschnitt des elastischen Elementes 35 ist genauso wie beim zweiten und dritten Ausführungsbeispiel am Dichtring 33 befestigt. An den Vorsprung 92c schließt sich ein kugelförmiger Lagerabschnitt 92d an, der sich in einem Lager 95 am Innenumfang des Exzenterrings 136 befindet und dadurch bei einer Orbitalbewegung des Endabschnitts 92a in der Exzenterausnehmung 120 eine Kippbewegung zwischen dem Exzenterring 136 und dem Koppellemente 92 ermöglicht.

Durch eine solche Gestaltung wird Undichtigkeiten zwischen Arbeitsfluid und Schmiermittelkreislauf entgegengewirkt und werden gleichzeitig die Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit gesenkt, da die gehäusefeste Führung 94 nicht genau mit der Exzenterwelle 10 fluchten muß und trotzdem kein erhöhter Verschleiß, geringerer Wirkungsgrad oder störende Geräusche die Folge sind.

Fig. 6 zeigt eine Alternative für das vierte Ausführungsbeispiel in Form eines fünften Ausführungsbeispiels. Dabei ist die gehäusefeste Führung 94 aus Fig. 5, die mit einem Endabschnitt des Koppellements 92 in Eingriff steht, durch einen Dicht- und Lagerabschnitt 96 an einem mittleren kugelförmigen Abschnitt 93c eines Koppellements 93 ersetzt. Der Außenumfang des Dicht- und Lagerabschnitts 96 ist über einen Dichtring am Innenumfang des Gehäusetopfes 4 ortsfest angeordnet.

Der eine Endabschnitt 93a des sich in Axialrichtung erstreckenden Koppellements 93 ist über ein Exzenterlager 121, vorzugsweise ein Gleitlager, in der Exzenterausnehmung 120 der Exzenterwelle 10 aufgenommen. Der zum

Endabschnitt 93a in Axialrichtung entgegengesetzt liegende Endabschnitt 93b des Koppellements 93 ist über ein Lager 95 im Exzenterring 136 aufgenommen.

Benachbart zum mittleren kugelförmigen Abschnitt 93c erstreckt sich das elastische Element 35 zum Dicht- und Lagerabschnitt 96 hin, an dem ein radial äußerer Abschnitt des elastischen Elementes 35 befestigt ist.

Das elastische Element 35 ist in einer Variante dieses Ausführungsbeispiels ein im oberen Abschnitt von Fig. 6 gezeigter Metallmembranbalg 35p, wodurch Verschleißerscheinungen nur in sehr geringem Umfang auftreten. Der Dicht- und Lagerabschnitt 96p kann aufgrund der guten Elastizität des Metallmembranbalgs 35p in Axialrichtung kurz gestaltet werden und über den Dichtring am Außenumfang des Dicht- und Lagerabschnitts 96p im Gehäusetopf 4 befestigt sein.

In einer weiteren, im unteren Abschnitt von Fig. 6 gezeigten Variante dieses Ausführungsbeispiels ist das elastische Element 35 als eine massive verformbare Membran 35r ausgebildet, die durch den Dicht- und Lagerabschnitt 96r gegen einen Vorsprung 4m im Gehäusetopf 4 gedrückt wird. Somit erstreckt sich das elastische Element 35r auch eine bestimmte Entfernung in Axialrichtung, was eine ausgeglichene Bewegung des elastischen Elements 35r bei geringer Materialbeanspruchung ermöglicht.

Bei Betrieb der Radialkolbenpumpe entsprechend dem fünften Ausführungsbeispiel beschreibt das Koppellement 93 eine Tumbelbewegung innerhalb einer Doppelkegel-Mantelfläche.

Während sich bei der Radialkolbenpumpe entsprechend dem vierten Ausführungsbeispiel bei einer halben Umdrehung der Exzenterwelle 10 nur ein Hub des Exzenterrings kleiner als das Exzentrizitätsmaß e ergibt, ist beim fünften Ausführungsbeispiel der Hub des Exzenterrings bei einer halben Umdrehung der Exzenterwelle 10 entsprechend dem Hebelgesetz kleiner oder größer als das Exzentrizitätsmaß e wählbar.

Bei den Radialkolbenpumpen entsprechend dem dritten bis fünften Ausführungsbeispiel ist es vorteilhaft, wenn das Koppellement mechanisch gegen Verdrehen gesichert ist. Dadurch wird verhindert, daß auf das elastische Element 35 und Befestigungsstellen von diesem in Drehrichtung eine Kraft wirkt.

Durch die vorliegende Erfindung lassen sich somit Probleme bei Dichtsystemen in Benzinpumpen, wie beispielsweise bezüglich Verschleiß und Undichtigkeiten, lösen, während gleichzeitig bei hermetisch voneinander getrennten Schmiermittel- und Arbeitsfluidbereichen der Pumpenantrieb im Schmiermittelbereich den Verdränger im Arbeitsfluidbereich betätigen kann.

Axial wirkende Kräfte, die durch Druckunterschiede im Arbeitsfluidbereich und im Schmiermittelbereich hervorgerufen werden, wobei der Arbeitsfluiddruck in der Regel höher ist, sind entsprechend der vorliegenden Erfindung durch das Gehäuse der Radialkolbenpumpe aufnehmbar, ohne die Funktionsfähigkeit der Pumpe zu beeinträchtigen.

Offenbart ist somit eine Radialkolbenpumpe, bei der eine Exzenterwelle zum Antreiben einer Fördereinheit einseitig im Pumpengehäuse gelagert ist und an dem frei auskragenden Endabschnitt der Welle eine als Gleitringdichtung ausgebildete Wellendichtung angeordnet ist. Der Gleitring liegt an einem Exzenterring der Exzenterwelle an, der durch eine Andruckeinrichtung und/oder den Vordruck des Fördermittels gegen den Gleitring gedrückt ist. Der Exzenterring ist kappenförmig ausgebildet und umgreift den frei auskragenden Endabschnitt der Exzenterwelle. In Abwandlungen dieses Ausführungsbeispiels befindet sich eine Membran zwischen einem am Gehäuse vorgesehenen Dichtring und ei-

nem exzenterseitigen Dichtabschnitt, der als eine kappenförmige Buchse, optional mit Gleitlager, auf einem Exzenterelement oder als Koppellement in einer Exzenterausnehmung der Exzenterwelle vorsehbar ist. Ein mittlerer Abschnitt oder ein Endabschnitt des Koppellements kann durch das Gehäuse gelagert sein. Ein Endabschnitt bzw. ein mittlerer Abschnitt von diesem kann dabei eine Hubbewegung an einem Förderelement der Radialkolbenpumpe bewirken.

Patentansprüche

1. Radialkolbenpumpe mit zumindest einer Fördereinheit (2) und mit einer Trenneinrichtung, die einen ersten Aufnahmerraum für ein Fördermittel und einen zweiten Aufnahmerraum für ein Schmiermittel voneinander trennt und ein gehäusesseitiges (28; 33; 96) sowie ein exzenterseitiges (36; 38; 138; 238; 91; 92; 93) Dichtelement aufweist, die fluiddicht miteinander verbunden sind, wobei eine Drehbewegung einer Antriebswelle (10) über ein Exzenterelement (20; 120; 220) in eine Radialbewegung eines Förderelements (50) der Fördereinheit (2) umsetzbar ist und das exzenterseitige Dichtelement in Umfangsrichtung des Exzenterelementes gleitfähig angeordnet ist, das gehäusesseitige Dichtelement am Pumpengehäuse (4) fluiddicht angeordnet ist, und das Exzenterelement an einem Endabschnitt der Antriebswelle (10) vorgesehen ist und die Antriebswelle (10) durch eine Wellenlagerung (18) im Pumpengehäuse gelagert ist.
2. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1, wobei die Trenneinrichtung so ausgebildet ist, daß eine Orbitalbewegung zwischen dem gehäuseseitigen und dem exzenterseitigen Dichtelement vorsehbar ist.
3. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1 oder 2, wobei das Exzenterelement an der Antriebswelle (10) als Axialvorsprung (20) ausgebildet ist.
4. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 3, wobei das gehäusesseitige und das exzenterseitige Dichtelement (28; 36) stirnseitig aufeinander gleitend ausgebildet sind.
5. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 3, wobei das exzenterseitige Dichtelement (36; 38; 138; 238) kappenförmig ausgebildet ist.
6. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 5, wobei das exzenterseitige Dichtelement ein dünnwandiges Bauteil (38; 138; 238) ist, das als Gleitlager oder Außenring eines Wälzlagers dient.
7. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 5 oder 6, wobei an einem Boden (48) des exzenterseitigen Dichtelements (36) eine Andruckeinrichtung (44, 46) angreift, die das exzenterseitige Dichtelement (36) gegen das Exzenterelement (20) vorspannt.
8. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 1 oder 2, wobei das Exzenterelement in der Antriebswelle (10) als Axialvertiefung (120; 220) ausgebildet ist.
9. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 8, wobei das exzenterseitige Dichtelement ein sich im wesentlichen in Axialrichtung erstreckendes Koppellement (91; 92; 93) aufweist, durch das die Bewegung von der Antriebswelle (10) auf das Förderelement (50) übertragbar ist und dessen einer Endabschnitt in der Axialvertiefung (120; 220) drehbar angeordnet ist.
10. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 9, wobei das Koppellement (92; 93) durch das Pumpengehäuse (4)

geführt wird.

11. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 10, wobei der Endabschnitt (92b) des Koppellements, der bezüglich dem in der Axialvertiefung (120) angeordneten Endabschnitt (92a) des Koppellements (92) entgegengesetzt liegt, am Pumpengehäuse (4) schwenkbar angeordnet ist.

12. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 10, wobei ein zwischen den zwei Endabschnitten (93a, 93b) des Koppellements angeordnete Abschnitt (93c) des Koppellements am gehäuseseitigen Dichtelement (96) schwenkbar angeordnet ist.

13. Radialkolbenpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wenn dieser nicht von Anspruch 4 abhängt, wobei sich zwischen dem gehäuseseitigen (33; 96) und dem exzenterseitigen Dichtelement (38; 138; 238; 91; 92; 93) ein elastisches Element (35) erstreckt.

14. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 13, wenn dieser von zumindest einem der Ansprüche 9 bis 11 abhängt, wobei das elastische Element (35) am Koppellement (91; 92; 93) dicht anliegt oder an diesem befestigt ist.

15. Radialkolbenpumpe nach Anspruch 13 oder 14, wenn dieser von zumindest einem der Ansprüche 9 bis 11 abhängt, wobei das Koppellement (91; 92; 93) mechanisch gegen Verdrehen gesichert ist.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

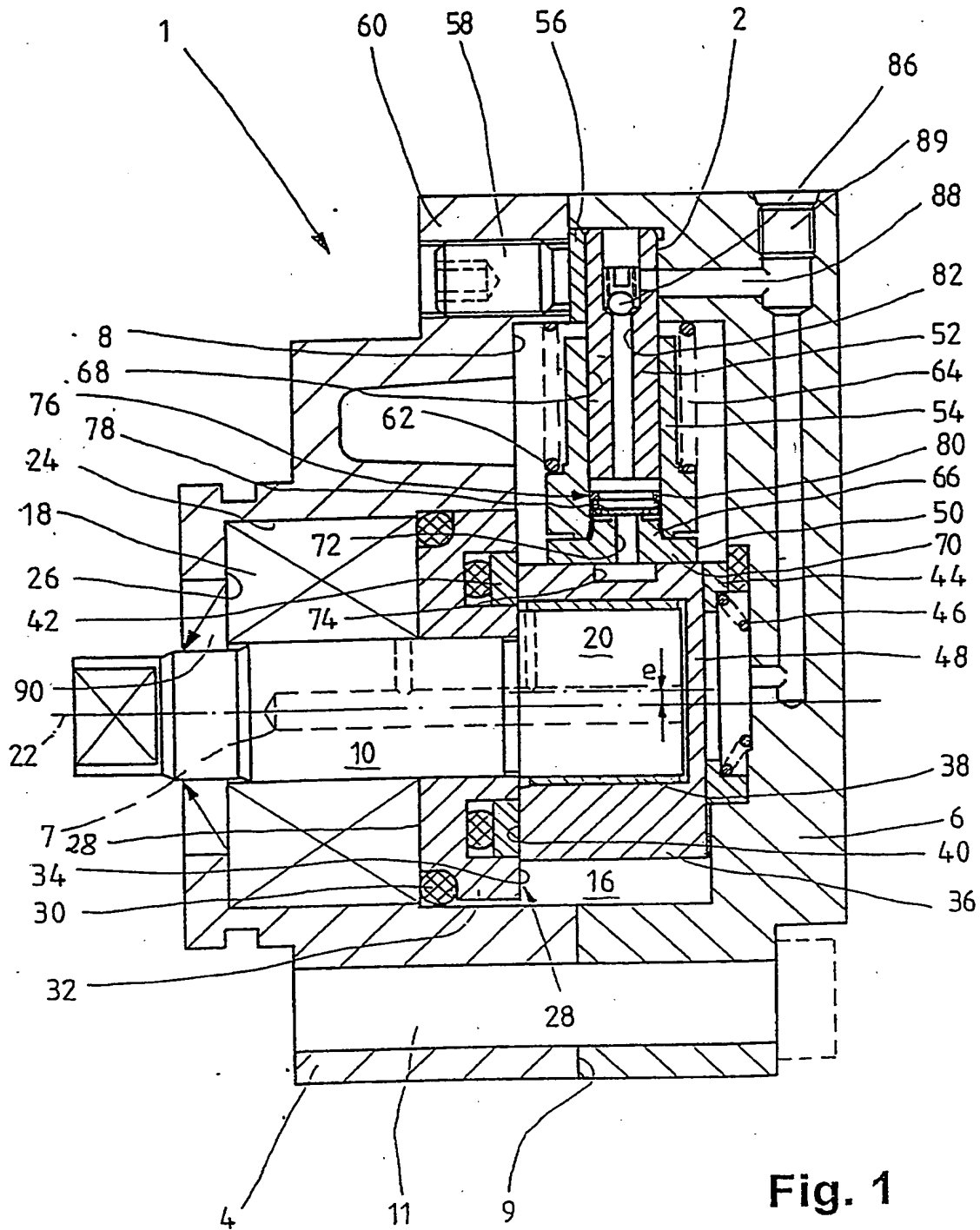


Fig. 1

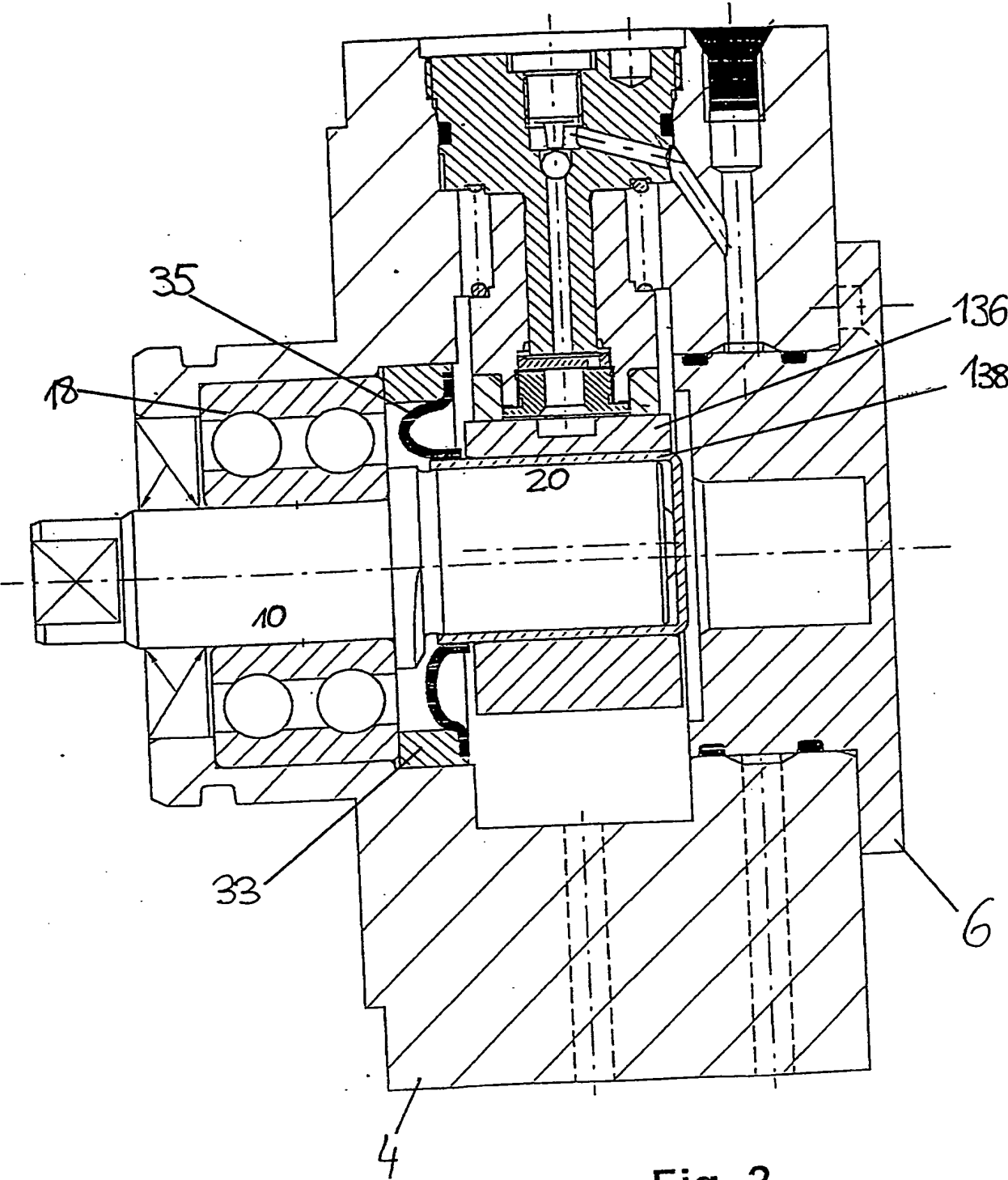


Fig. 2

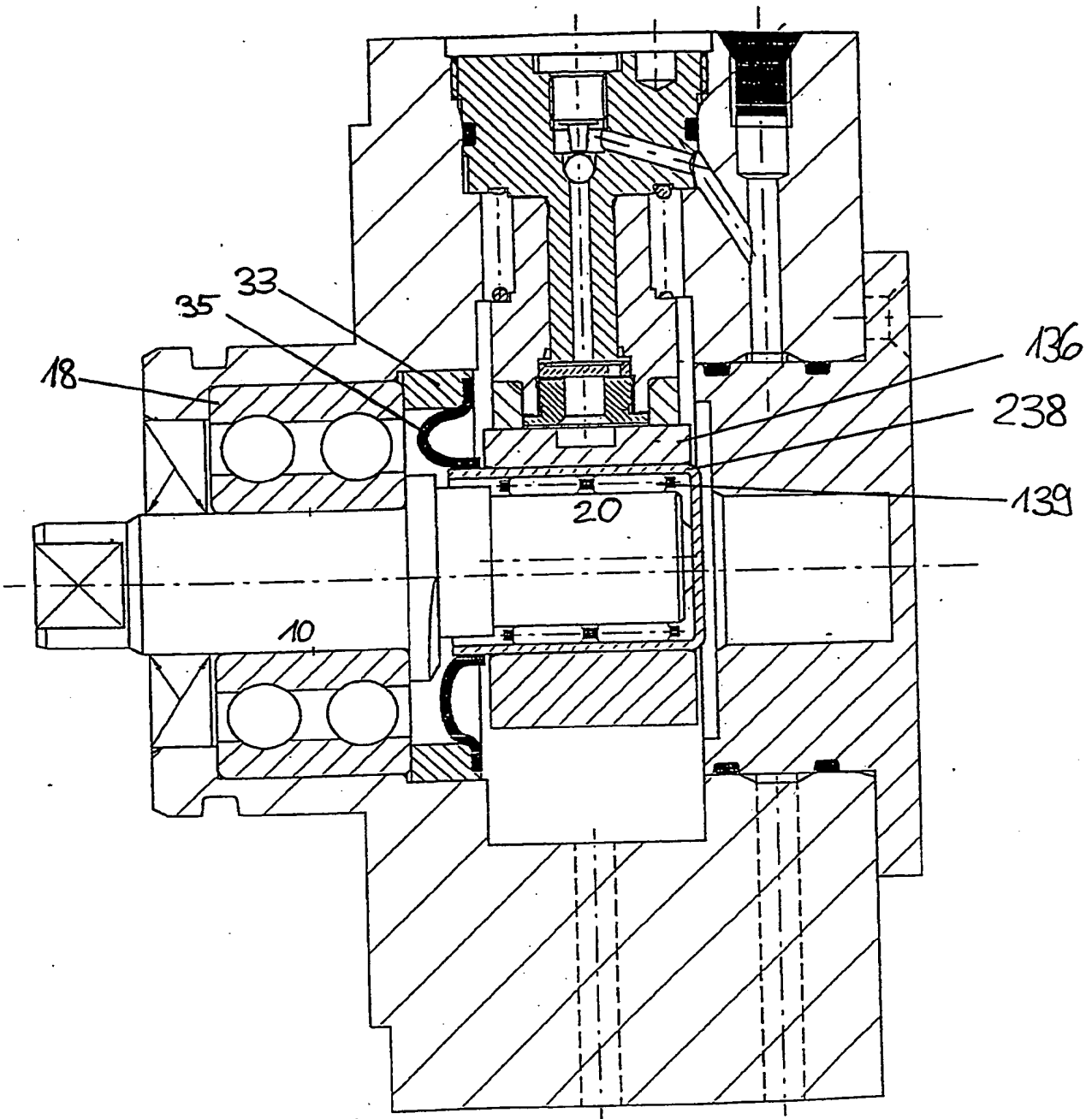


Fig. 3

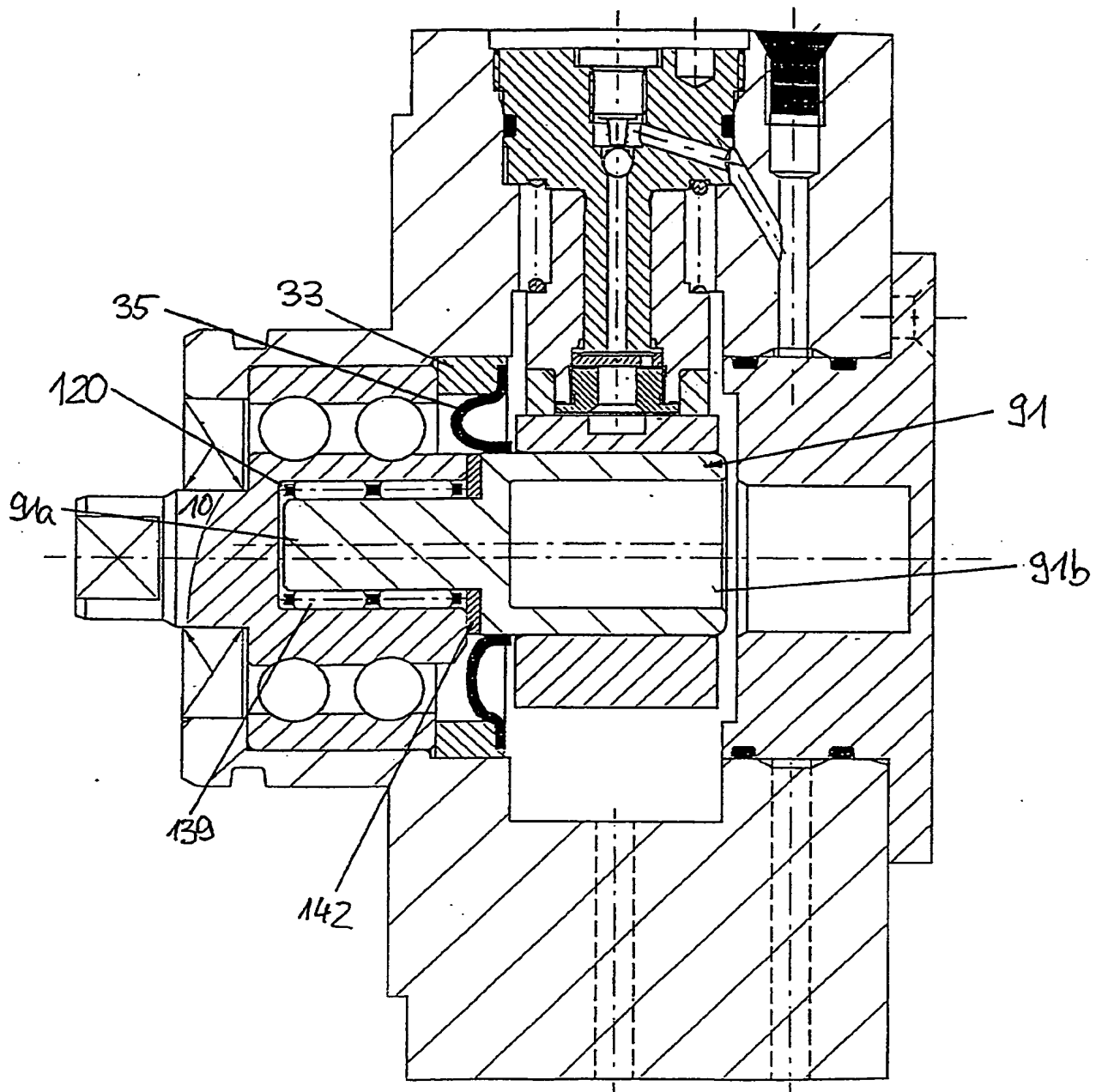


Fig. 4

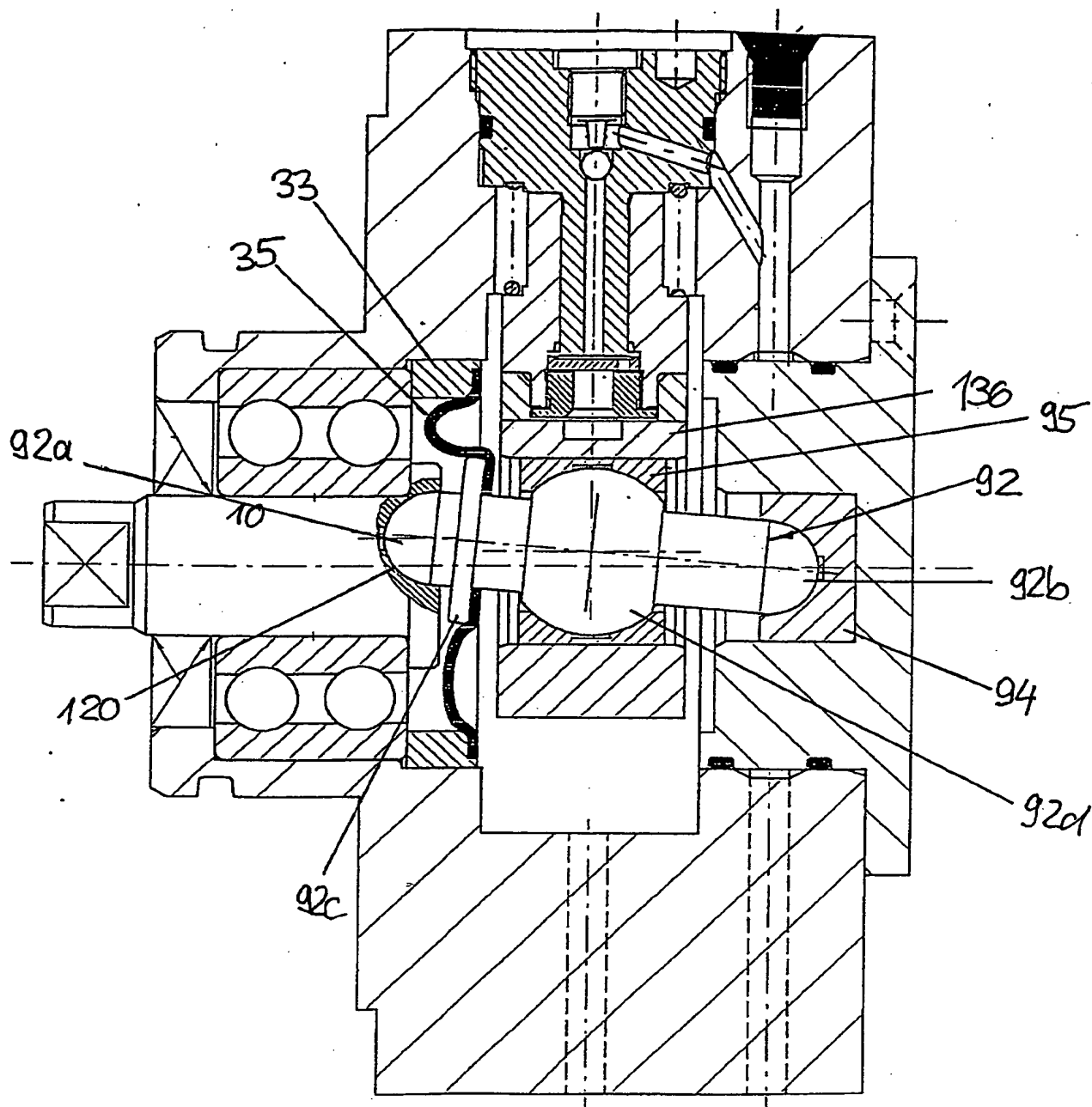


Fig. 5

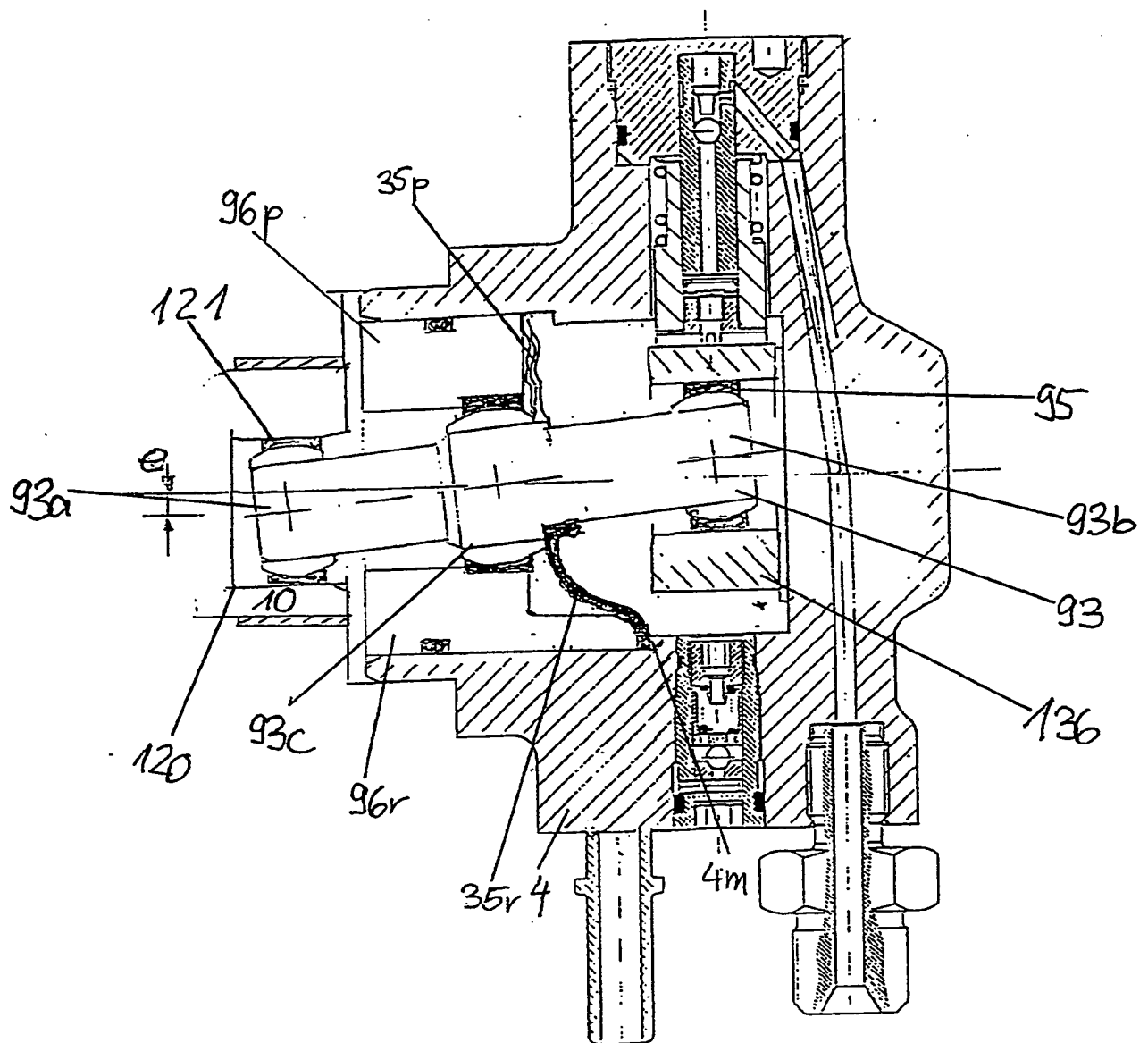


Fig. 6

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☒ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

This Page Blank (uspto)